

⑫公開特許公報(A)

平2-300551

⑬Int.Cl.⁵F 16 H 47/04
3/12
3/72

識別記号

B 8917-3J
7331-3J
7331-3J

府内整理番号

⑭公開 平成2年(1990)12月12日

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全9頁)

⑮発明の名称 ギアシフトクラッチを有する油圧一機械式の負荷切換え用無段变速
歯車装置

⑯特 願 平2-28622

⑰出 願 平2(1990)2月9日

優先権主張 ⑯1989年2月10日⑮西ドイツ(DE)⑯P3903877.7

⑯発明者 フリードリッヒ・ヤー ドイツ連邦共和国4300・エッセン・1, アム・ルールシュ
ヒヨウ タイン・37

⑯発明者 ディートリッヒ・ヘン ドイツ連邦共和国4630・ボーフム・1, フーシュタットリ
ゼル グング・79

⑯出願人 フリードリッヒ・ヤー ドイツ連邦共和国4300・エッセン・1, アム・ルールシュ
ヒヨウ タイン・37

⑯代理人 弁理士 兼坂 真 外2名
最終頁に続く

明細書

1. 発明の名称

ギアシフトクラッチを有する油圧一機械式の負荷切換え用無段变速歯車装置

2. 特許請求の範囲

1) 4軸遊星歯車変速機と、これと平行に配設された無段に設定可能な油圧式変速機と、複数の別の歯車とを有し、ギアシフトクラッチによって複数の速度を実現し、これらの各々の速度において該油圧式変速機が変速機全体の変速比の無段の移行を行なわせ、速度の切換えが同期回転数において、無荷重下に、けん引力を中断させることなく行なわれ、速度の切換え時において該油圧式変速機の押しのけ機械がポンプとしての機能とモーターとしての機能を交互に行なうようにしたものにおいて。

ギアシフトクラッチの歯部がそれ自体として既知のように直線状の前縁と傾斜状の後縁とを有し、

閉じられたギアシフトクラッチが、それ自体

としては既知のように、シフト用シリンダーを介して加えられた力によって係合状態に保たれ、

速度の切換え時に該油圧式変速機の移行によって、新しい速度を設定した後、そして先行する速度を解除する前に、締めこみによって、該先行する速度のギアシフトクラッチが該前縁において荷重を支持し、該新しい速度のギアシフトクラッチが該後縁において荷重を支持し、

締めこみがなされた後、該先行する速度において、外部からもたらされた保持力が除かれ、

該油圧変速機の後続する移行によって、該締めこみが除かれ、該新しい速度のギアシフトクラッチがその直線状の側面によって荷重を支持し、該先行する速度のギアシフトクラッチの該傾斜状の後縁が係合から離脱する

ことを特徴とする油圧一機械式の負荷切換え用変速歯車装置。

2) それ自体として既知のように、新しい速度を設定する前に、同期回転数からの回転数の差を、同期回転数においてのシフトを可能とするため

の該油圧変速機の制御量として利用することを特徴とする請求項1記載の油圧一機械式の負荷切換え用変速歯車装置。

3) 同期止め部を備えたギアシフトクラッチを、それ自体として既知のように使用したことと、閉ざした時に、該止め部を作動させるために、或る小さなシフト力をひと先ず使用し、止め作用を除去した後に或る大きな力を保持力として作用させることを特徴とする請求項1又は2記載の油圧一機械式の負荷切換え用変速歯車装置。

3. 発明の詳細な説明

〈産業上の利用分野〉

本発明は、4軸遊星歯車変速機と、これと平行に配設された無段に設定可能な油圧式変速機と、複数の別の歯車とを有し、ギアシフトクラッチによって複数の速度を実現し、これらの各々の速度において該油圧式変速機が変速機全体の変速比の無段の移行を行なわせ、速度の切換えが同期回転数において、無荷重下に、けん引力を中断させることなく行なわれ、速度の切換え時において該油

度に到達するために、押しのけ機械の押しのけ容積Vは、もれのない作動についての理論押しのけ容積V_{理論}よりも高い値に設定しなければならない。また、この押しのけ機械が先行する速度ではモーターとして作動していれば、押しのけ機械がポンプとして作動する新しい速度では或る小さな押しのけ容積をもつことになる。

ギアシフトを行なう場合、最初に、新しい速度は、同期回転数において、無荷重に設定される。押しのけ容積Vの対応した変更によって、新しい速度は、荷重を引受け。油圧式変速機中の高圧は給与圧力に戻る。油圧式変速機はもはや荷重を支持しない。先行するギア(速度)新しいギア(速度)とは半分ずつの回転モーメントを被動軸に伝達する。油圧式変速機は、押しのけ容積が更に変更されることによって、再び荷重を引受け、その際に、モーターとしての機能とポンプとしての機能との間において反転される。容積の変更を適正に行なうと、新しいギアは、全部の回転モー

ト式変速機の押しのけ機械がポンプとしての機能とモーターとしての機能を交互に行なうようにした油圧一機械式の負荷切換え用変速歯車装置に関する。

〈従来の技術〉

この形式の油圧一機械式負荷切換え用変速歯車装置は、広範な無段の移行を可能とし、特に効率が高いことによって、特に自動車用として用いることに適している。設定範囲が比較的大きいことによって、好ましい特性曲線上においての内燃機関の作動が可能となる。これらの好ましい特性曲線は、例えば、最小燃料使用曲線、最適加速挙動曲線又は一定回転数曲線などでもよい。

速度を切換える際に、油圧変速機の仕事の流れの方向が反転される。押しのけ機械は、その際に、ポンプとしての機能とモーターとしての機能との間において切換えられる。切換え可能な押しのけ機械が、先行する速度においてポンプとして作動していれば、新しい速度の、設定されるべきクラッチにおいて、油もれ分をカバーし、同期回転速

度に到達するために、押しのけ機械の押しのけ容積Vは、もれのない作動についての理論押しのけ容積V_{理論}よりも高い値に設定しなければならない。また、この押しのけ機械が先行する速度ではモーターとして作動していれば、押しのけ機械がポンプとして作動する新しい速度では或る小さな押しのけ容積をもつことになる。

油もれの量とそれによって必要となる容積の修正とは、圧力、回転数、温度、油の粘度、振動角、製造公差又は摩耗量などの変量に依存する。通常は各々のシフト過程について油もれの量が変化する。従って、どんな場合にも先行するギアを遮断できるようにするには、比較的大きなクラッチ解除力を用意しなければならない。しかしこれは先行するギアから新しいギアに荷重が急激に移転されることを意味する。そのため不快な切換え衝撃が発生する。

ドイツ特許3815780A1のクレーム9には、この切換え衝撃を可及的に取除くための処置が記載されている。即ち、切換え可能な押しのけ機械は、先行する速度を解除するために、式

$$V_{\text{新}} = 2V_{\text{理論}} - V_{\text{先行}}$$

に従って、容積の修正を行なう。

これにより、各々のギアシフトの際に存在して

いる油もれ流を適正に勘案する。

しかし、圧力及び回転数並びに油もれ量は、ギアシフトの期間中にも変化することがありうる。特に、自動車が、ギアシフトの間にけん引作動からすべり作動に移行することによって押しのけ機械もポンプとしての機能とモーターとしての機能との間において切換えられる可能性が存在する。これらの場合には、前記の式は適切ではない。急速なシフト過程、例えばキックダウンの際には、予定された切換え力では、ギアシフトクラッチを無負荷下に遮断するのに十分な時間のないことがありうる。そのためギアシフトクラッチは、その後縁において荷重を支持するため、締めつけが発生する。この状態の下では、先行するギアは急激に遮断されるため、衝撃も発生する。

本発明に関係のある先行技術としては、米国特許第3302475号及び英国特許第2166206A号がある。

前縁が直線状であり後縁が傾斜線状である歯部を備えたギアシフトクラッチは、例えば米国特許

本発明の課題は、冒頭に述べた形式の変速歯車装置において、前記の欠陥を解消し、先行する速度から新しい速度への回転モーメントの無衝撃の移転を実現することにある。

請求項1は、本発明による解決策を示し、そのうち第1及び第2の特徴部分は、前記米国特許第3302475号によって既知となっている。

請求項2、3は、本発明による別の構成を表わしている。

ドイツ特許第3815780A1号によって既知の、請求項2による教示は、新しい速度を設定する際に同期回転速度を得るための1つの方策を示している。

請求項3は、英国特許第2166206A号によって公知の同期止め装置を備えたギアシフトクラッチに向けられる。この構成は、止め装置にとって必要とされる摩擦対偶の摩耗を減少させる。

次に、本発明の発明思想の例示である第1-11図を参照して、本発明の好ましい実施例について一層詳細に説明する。

第3302475号において、オーバーランニングクラッチとして利用されている。クラッチの半部分ずつは、より低速のギア群の段及びより高速のギア群の段にそれぞれ所属している。より低速のギア群が作動している間、無負荷で回転しているより高速のギア群が摩擦クラッチを介して駆動軸に油圧的に結合されると、駆動軸と平行な軸上にその歯車が着座しているオーバーランニングクラッチにおいて、外部からの油圧シフト力が消失するので、傾斜線状の側面の離脱によってクラッチの遮断を生ずる。これによって、より低速のギア群は無負荷で回転し、より高速のギア群が荷重を引受けける。このシフトは、けん引力を中断させることなく行なわれる。しかし変速機は無段には移行されない。前記ギア群に後続するギア群のシフトには、更にけん引力の中止が必要とされる。

ギアシフトクラッチの止め同期化装置は、例えば前記英国特許第2166206A号により公知となっている。

〈発明が解決しようとする課題〉

〈実施例〉

第1図に、ドイツ特許第3147447C2号による歯車装置(変速機)の概略的な構成が図示されている。4軸の遊星歯車装置(変速機)は、太陽歯車1'、内歯車2'、遊星歯車キャリヤs'及び遊星歯車p'を備えた遊星歯車段Iと、太陽歯車1"、内歯車2"、遊星歯車キャリヤs"及び遊星歯車p"を備えた遊星歯車段IIとから成っている。遊星歯車キャリヤs"と内歯車2'とは、駆動軸1を形成し、太陽歯車1'、1"は、定容積押しのけ装置bを連結するための軸Bを形成し、遊星歯車キャリヤs'は、低速の連結軸Eを形成し、内歯車2"は、高速の連結軸Aを形成している。容積可変の押しのけ機械aは、歯車3、4を介して駆動軸1に連結されている。連結軸A、Eのふるまいは次のようにになっている。即ち、これらの連結軸は押しのけ装置a、bの回転数の比 $n_b / n_a = -1$ において、相等しい回転数をもつように、また油圧式変速機が $n_b / n_a = 1$ の方向に移行すると、連結軸A、Eの回転数が変化

し、連結軸Aはより高速に回転し、連結軸Eはより低速で回転するようになっている。複式のギアシフトクラッチZ1は、歯車5、6による第1ギア（第1速）又は歯車7、8による第3ギア（第3速）を、また複式のギアシフトクラッチZ2は、歯車5'、6'による第2ギア（第2速）又は歯車7'、8'による第4ギア（第4速）を、被動軸2にそれぞれ連結することができる。歯車9、すべり歯車10及び歯車11によって後進が実現される。走行は摩擦クラッチKを介して行なわれる。

連結軸E、Aは、交互に、駆動の仕事及び被動の仕事を行なう。第1速と第3速とは、連結軸Eに所属し、第2速と第4速とは、連結軸Aに所属する。

第2図は、駆動軸—被動軸の回転数比 n_2/n_1 と切換え可能な押しのけ機械aの押しのけ容積比 $V_a/|V_a|$ 同期との関係を表わしている。ここに $|V_a|$ 同期は、新しい速度の設定するべきクラッチ部分が同期回転数をもつときの押しのけ量

においては、傾斜線状の側面が荷重を支持する。この状態は、自動車がけん引作動をするか又はすべり作動をするかとは係りない。

ギアシフトクラッチが閉じていると、切換え力が、連結の解除を妨げねばならない。締めこみがなされた後、先行するギアについての切換え力は消失する。比 $V_a/|V_a|$ 同期から先に油圧式変速機を移動させて、以前に仕事を行なっていた連結軸が新しく仕事を行なう連結軸よりも低速となると、締めこみの制御された除去が行なわれ、また回転モーメントの移転がなされる。切換え衝撃はこれによって除かれる。

第3図には、走行用の歯部10と連結用の歯部11とを備えた、被動軸2に支承された遊び歯車6が図示されている。連結用の歯部11は、内歯13を備えたリング12と噛合うことができる。被動軸2に連結された外歯15を有する円板14は、リング12の案内を引受けける。シフト力は、シフトフォーク16及びボールベアリング17を介して導入される。

V_a を意味する。第2図には、特に、仕事を行なう速度ないしは連結軸が表わされている。

ギアシフトは閉ざすべきギアシフトクラッチの同期回転数において開始される。先行するギアと新しいギアとのギアシフトクラッチが閉ざされると、油圧式変速機は、本発明の意味において、対応した移行によって、締めこみを生じさせる。そのためには、以前に仕事を行なっていた連結軸は、新しく仕事を行なう連結軸よりも多少高速に回転しなければならない。ギアシフトクラッチの作動部分は、バックラッシュを吸収した後、再び同期回転数において回転する。第2図中の符号は、そのために必要となる油圧式変速機の位置を表わしている。增速のためのシフトにおいて、締めこみ容積比 $V_a/|V_a|$ 同期は、位置1、2、3にあり減速のためのシフトにおいては、この比は、位置4、5、6にある。

この制御された締めこみのため、先行するギアのギアシフトクラッチにおいては、直線状の側面が荷重を支持し、新しいギアのギアシフトクラッ

チによるギアシフトクラッチについて、第4図は、歯部11と内歯13との係合が外れた状態を、また第5図は、この係合が成立した状態をそれぞれ表わしている。

第6図は、傾斜線状の後線が荷重を支持する場合に、内歯13に作用する力Fを表わしている。F_nは歯部の側面の法線方向の力、F_aはその軸方向の力、F_uはその接線方向の力、F_Rはその摩擦力、 β はその傾斜角をそれぞれ表わしている。摩擦角 ρ ないしは摩擦係数 μ において、遮断の際の保持力F'a-Oとの力の平衡

$$F_a = F_u \tan(\beta - \rho) \geq \tan \rho = F_u \mu$$

から、傾斜角を規定する式

$$\beta \geq 2\rho$$

が得られる

力の平衡

$$F'a \geq F_a - F_R = F_u \tan(\beta - \rho) - F_u \tan \rho$$

から、接線方向の力に関連付けた必要な保持力

$$\frac{F'a}{F_u} \geq \tan(\beta - \rho) - \tan \rho$$

が得られる。

摩擦係数 μ は、経験的に、0.1と0.2との間ににおいて変動する。従って、確実な遮断のためには、 $\mu = 0.2$ を基本とし、確実な保持のためには、 $\mu = 0.1$ を基本とするべきである。

従って、

$$\beta \geq 22.6^\circ$$

$$\frac{F' a}{F_u} \geq 0.2$$

となる。

第7図には、第3図と同様のギアシフトクラッチが図示されているが、このギアシフトクラッチは、同期止め装置を備えている。円板14の周面上に、均等に分布させて形成した複数の溝中には、ばね18上に連結ピン19が配設してあり、これらの連結ピンは、歯部13の凹所に係合している。これらの連結ピン19は、摩擦座部22及び歯部23を備えた同期リング21の溝20中に突入している。

第7図によるクラッチのシフト(切換)の過程

た出発位置に復帰する。初期の切換え力が小さいことによって、円錐部分(摩擦座部)の摩耗が減少する。

第11図は、本発明の発明思想を説明するための略配列図である。最初は摩耗を減少させるためのわずかな切換え力が、そしてその後は、大きな保持力が、それぞれ設定されなければならない。給与ポンプ24は、フィルター25及び逆止弁26を圧力制御弁27に送りこみ、圧力制御弁27によって配管28, 29に給与圧力が設定される。この給与圧力は、減圧弁30によって減少させられ、配管31には、より低い圧力が存在している。配管28, 31は、3/2方向弁32に至っている。3/2方向弁は、そのピストンロッド35がシフトフォーク16(第3, 7図参照)に連結されているシリンダー34を、4/3方向弁33を介して付勢し、配管31からの圧力又は配管28からの圧力によって切換え力が形成されるようになる。より低い圧力は、ピストンロッド35を中立位置に移動させる切換え力を、或るギアの遮断

を第8, 9, 10図について説明する。第8図は、クラッチを開放したときの歯部11、内歯13及び歯部23の位置を示している。シフト開始時には連結ピン19は同期リング21を遊び歯車6の円錐部分上において滑動させる。これによって生じた摩擦力は、連結ピン19が溝20の縁部に当接するまで同期リング21を回動させるので、第9図において内歯13と歯部23とは、相互から離れており、完全な切換えをひと先ず禁止する。同期リング21に作用する摩擦モーメントが、同期回転速度によって消失した時に始めて、最初の切換え力の下にある内歯13が同期リング21を逆向きに回動させることができる。これによって前記の禁止が解除される。連結ピン19は、同期リング21の軸向きの運動によって内歯13から離脱し、不作動となる。第10図によれば、歯部11と内歯13とは互に噛合っている。同期リング21の逆向きの回動の直後に保持力が行程に依存して設定されるように制御が行なわれる。同期リング21は、歯部11と共に、第8図に対応し

に際して設定するためにも用いられる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は、従来の変速機の構成を示す略配列図、第2図は、駆動軸-被動軸の回転数比 n_2/n_1 と切換え可能な押しのけ機械の押しのけ容積比 $V_a/|V_a|$ 周期との関係を示す線図、第3図は、本発明による変速歯車装置のギアシフトクラッチの歯車機構を示す略側面図、第4図は、第3図の歯車機構の連結が外れた状態を示す説明図、第5図は、その係合が成立した状態を示す説明図、第6図は、第3図の歯車機構の内歯に作用する力を示す説明図、第7図は、第3図と同様の歯車機構を示す略側面図、第8~10図は、第7図の歯車機構の切換過程を示す説明図、第11図は、本発明の発明思想を説明するための略配列図である。

I, II...遊星歯車段(4軸遊星歯車変速機)
a, b...押しのけ機械。

特許出願人	フリードリッヒ・ヤーヒヨウ
代理人弁理士	兼坂 真
同	酒井 一
同	兼坂 篤

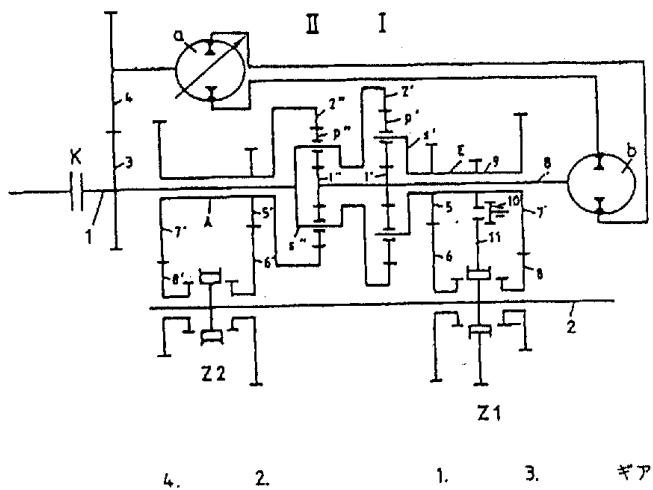


Fig. 1

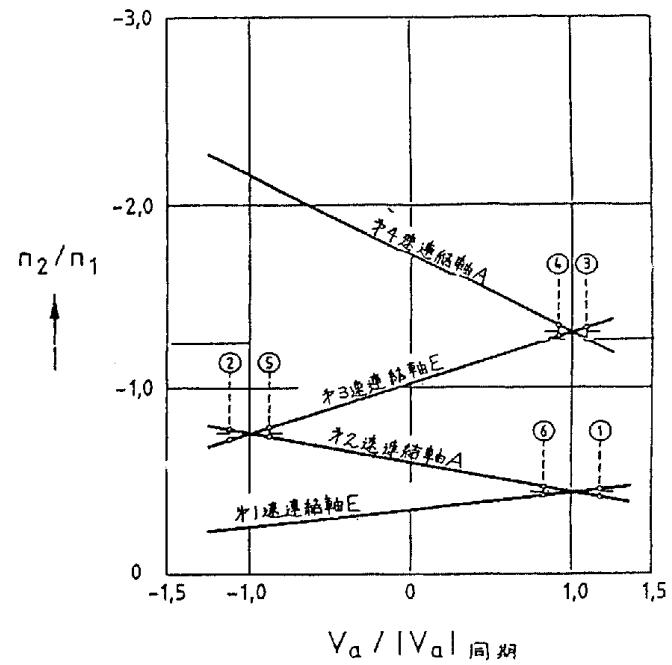


Fig. 2

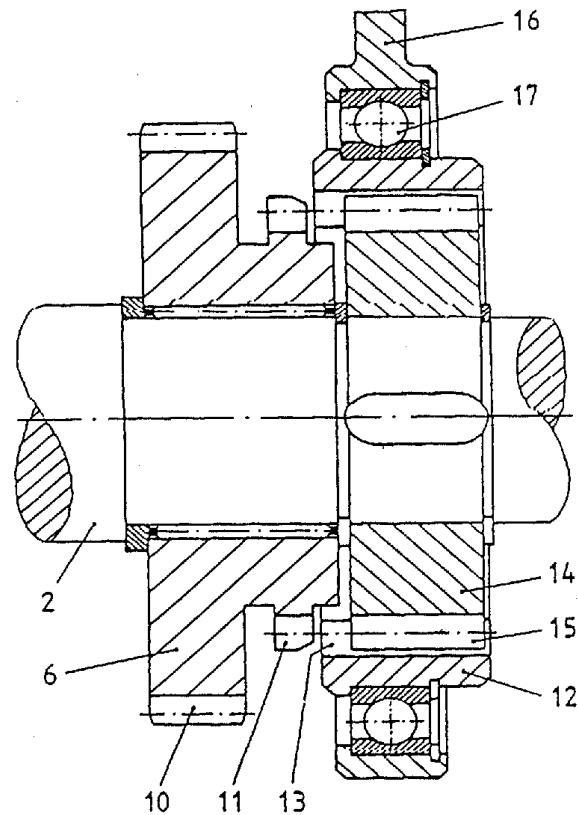


Fig. 3

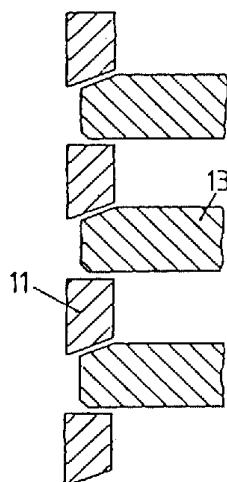


Fig. 5

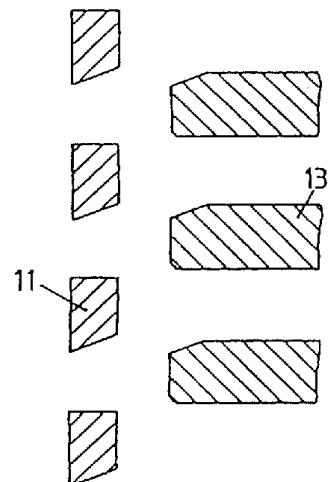


Fig. 4

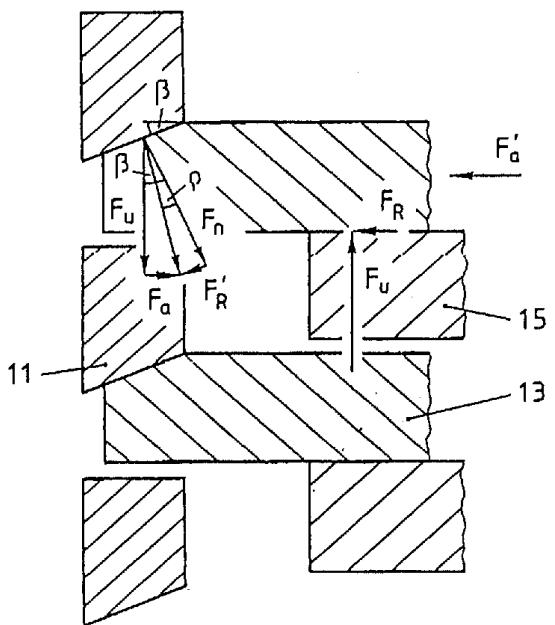


Fig. 6

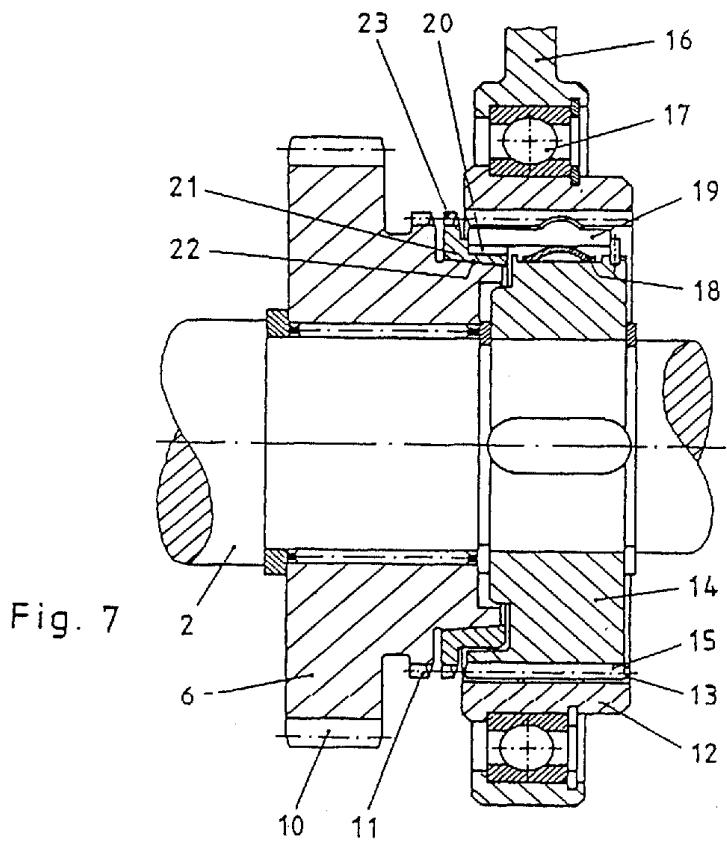


Fig. 7

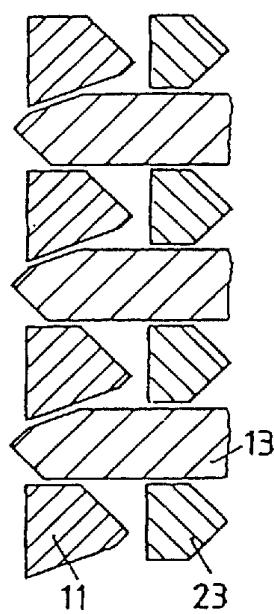


Fig. 10

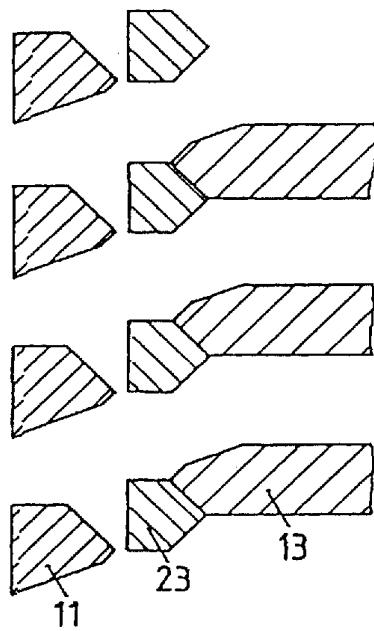


Fig. 9

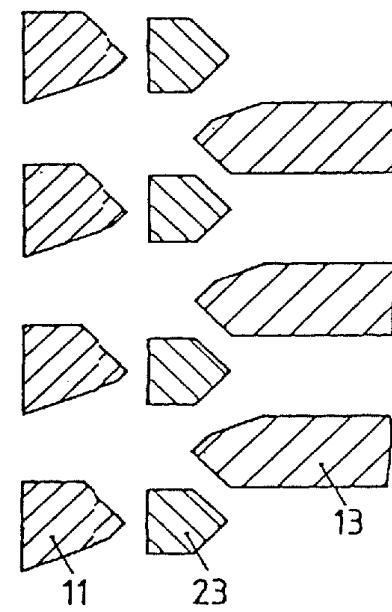


Fig. 8

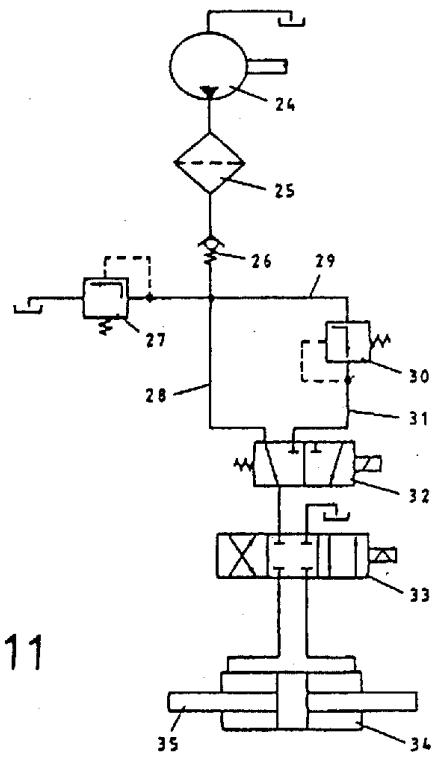


Fig. 11

第1頁の続き

⑦発明者	ペーター・デットガー	ドイツ連邦共和国4690・ヘルネ・2, ガーレンシュトラーセ・3
⑦発明者	ウールリッチ・ブルーメンタール	ドイツ連邦共和国4350・レツクリングハウゼン, バース-ブラーーテ-ヴエーグ・1
⑦発明者	ウールリッチ・リューニング	ドイツ連邦共和国4300・エッセン, 11 クレーシュトラーセ・3
⑦発明者	ベルンハルト・ボウヒ	ドイツ連邦共和国4630・ボーフム・1, ケムナーダー・シユトラーセ・245